



DEUTSCHES
PATENTAMT

21 Aktenzeichen: P 40 34 406.1
22 Anmeldetag: 29. 10. 90
43 Offenlegungstag: 29. 5. 91

DE 40 34 406 A 1

30 Unionspriorität: 32 33 31

30.10.89 JP P 1-282452 28.06.90 JP P 2-171019
31.08.90 JP P 2-231205

71 Anmelder:

Atsugi Unisia Corp., Atsugi, Kanagawa, JP

74 Vertreter:

Grünecker, A., Dipl.-Ing.; Kinkeldey, H., Dipl.-Ing.
Dr.-Ing.; Stockmair, W., Dipl.-Ing. Dr.-Ing. Ae.E. Cal
Tech; Schumann, K., Dipl.-Phys. Dr.rer.nat.; Jakob,
P., Dipl.-Ing.; Bezold, G., Dipl.-Chem. Dr.rer.nat.;
Meister, W., Dipl.-Ing.; Hilgers, H., Dipl.-Ing.;
Meyer-Plath, H., Dipl.-Ing. Dr.-Ing.; Ehnold, A.,
Dipl.-Ing.; Schuster, T., Dipl.-Phys.; Goldbach, K.,
Dipl.-Ing.Dr.-Ing.; Aufenanger, M., Dipl.-Ing.;
Klitzsch, G., Dipl.-Ing., Pat.-Anwälte, 8000 München

72 Erfinder:

Suga, Seiji; Onishi, Hideaki, Atsugi, Kanagawa, JP

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung für Brennkraftmaschinen mit einer hydraulischen Kupplung zum Sperren des Brennkraftmaschinenumdrehungs-Synchronelements und des Nockenantriebslements bei einstellbarer Phasenzuordnung

Es wird eine Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung für eine Brennkraftmaschine angegeben, welche ein Zwischendreh-
teil umfaßt, das zwischen einem Eingangsteil, das synchron
mit einer Brennkraftmaschinenumlaufbewegung angetrie-
ben wird, und einem Nockenantriebsteil angeordnet ist, das
starr mit einer Nockenwelle verbunden ist. Das Zwischen-
bauteil läßt sich hinsichtlich der Positionen relativ zu den
Eingangs- und Nockenantriebsteilen verstellen, um die Pha-
senzuordnung zwischen dem Eingangsteil und dem Nocken-
antriebsteil zur Einstellung der Ventilsteuerzeiten auf die
optimale Steuerzeit relativ zu dem Brennkraftmaschinenar-
beitszyklus einzustellen. Die Vorrichtung umfaßt eine hy-
draulische Einrichtung, die selektiv das Zwischenteil in einer
gewünschten Position festlegt, an der eine optimale Phasen-
zuordnung relativ zu den Brennkraftmaschinenbetriebsbe-
dingungen gegeben ist.

DE 40 34 406 A 1

Die Erfindung bezieht sich allgemein auf eine Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung für eine Brennkraftmaschine zur Einstellung der Phasenzuordnung zwischen einem Brennkraftmaschinenumdrehungs-Synchronteil, wie einem Steuerkettenrad oder einer Steuerriemenscheibe, die mit einer Brennkraftmaschinenabtriebswelle über eine Steuerkette oder einen Steuerriemen verbunden ist, und einem Nockenantriebselement, wie einer Nockenwelle, wodurch die Öffnungszeiten eines Einlaßventils und/oder eines Auslaßventils eingestellt bzw. verstellt werden. Insbesondere bezieht sich die Erfindung auf eine Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung, welche eine vereinfachte Auslegung mit einer Verminderung der Reibungselemente hat, um die Schwierigkeiten hinsichtlich des Verschleißes oder säkularer Änderungen zu überwinden und ein zufriedenstellendes Ventilsteuerzeiteinstellvermögen beizubehalten.

Bei der modernen Fahrzeugtechnik ist es wichtig, sowohl eine gute Fahrleistung als auch eine gute Kraftstoffausnutzung zu erzielen. Eine hohe Brennkraftmaschinenabgabeleistung ist insbesondere im Hochbelastungsbereich der Brennkraftmaschine wichtig. Im niederen Belastungsbereich der Brennkraftmaschine ist die Kraftstoffausnutzung als ein wesentlicherer Faktor als die Brennkraftmaschinenabgabeleistung anzusehen. Insbesondere wird in jüngster Zeit das Verhindern von Verschmutzungen immer bedeutender, um Umweltverschmutzungen zu vermeiden. Der Kraftstoffverbrauch und die Reinheit des Abgases lassen sich durch das Ansaugleistungsvermögen eines Luft/Kraftstoffgemisches beim Einleiten in die Brennkammer der Brennkraftmaschine einstellen. Um die Gasgemischansaugleistung einzustellen, werden bei einigen hochentwickelten Fahrzeugbrennkraftmaschinen Einrichtungen zur Erzielung variabler Nockensteuerzeiten zum Vorverstellen und Nachverstellen der Ventilöffnungszeit bezüglich des oberen Totpunkts (TDC) beim Arbeitszyklus der Brennkraftmaschine eingesetzt.

Die auf die vorliegende Anmelderin zurückgehende US-PS 45 35 731 zeigt beispielsweise eine Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung für eine Brennkraftmaschine. Die Vorrichtung verstellt die Öffnungszeit eines Einlaßventils und/oder Auslaßventils einer Brennkraftmaschine. Die Vorrichtung umfaßt ein Schraubenzwischenzahnrad, das mit einer Schraubenaußenverzahnung versehen ist, die mit einer Innenverzahnung eines Brennkraftmaschinenumdrehungs-Synchronteils, wie einem Steuerkettenrad oder einer Steuerriemenscheibe, kämmt, und es weist eine Innenverzahnung auf, die mit einer Außenverzahnung eines Innenzahnrades kämmt, welches starr mit einer Nockenwelle verbunden ist. Das Zwischenzahnrad ist zum Verändern der Rotationsphasenzuordnung zwischen dem Brennkraftmaschinenumdrehungs-Synchronteil und dem Innenzahnrad axial beweglich. Die Axialstellung des Zwischenzahnrades wird hydraulisch in Abhängigkeit von einem Brennkraftmaschinenbetriebszustand derart eingestellt, daß die Öffnungszeit des Einlaßventils und/oder des Auslaßventils bezüglich des Brennkraftmaschinenarbeitszyklusses vorverstellt oder nachverstellt wird.

Diese dort vorgeschlagene Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung ist im Hinblick auf ein effektives Einstellen der Ventilsteuerzeiten zweckmäßig. Andererseits wird jedoch bei dieser Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung vorgeschlagen, ein Schraubenzahnrad zur Einstellung der Phasenzuordnung zwischen dem Dreheingangs-

drehmoment und dem Drehantriebsmoment der Nocke vorgeschlagen. Um den Eingriffszustand zwischen den Zahnrädern und Verzahnungen genau einhalten zu können, ist es erforderlich, daß die zusammenarbeitenden Teile mit äußerst hoher Genauigkeit hergestellt werden. Daher wird die Bearbeitung der Zahnräder schwierig und kostenintensiv. Ferner können bei einer langen Gebrauchsdauer der Verschleiß und säkulare Veränderungen zu einer Veränderung des zuverlässigen festen Eingriffs zwischen den Zahnrädern und Verzahnungen führen, wodurch sich Veränderungen der Ventilsteuerzeiten ergeben, bei denen ein optimaler Betriebsbereich verlassen wird.

Da es ferner bei der früher vorgeschlagenen Vorrichtung erforderlich ist, das Schraubenzwischenzahnrad, das mit dem Steuerkettenrad oder der Steuerriemenscheibe und dem inneren Zahnrad kämmt, anzutreiben, sind relativ große hydraulische und/oder mechanische Kräfte erforderlich. Um ein zuverlässiges Arbeiten unter derart relativ großen Beaufschlagungskräften zu erreichen, wird die Gesamtanordnung der Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung notwendigerweise sperrig, und das Gewicht der Brennkraftmaschine nimmt zu.

Die Erfindung zielt daher darauf ab, eine Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung bereitzustellen, die hinsichtlich der Auslegung vereinfacht ist, und mittels der die Ventilsteuerzeiten gleichmäßig und gleichförmig einstellbar sind.

Ferner soll nach der Erfindung die Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung derart ausgelegt werden, daß sie einen vereinfachten Aufbau mit einem verminderten Gewicht und verringerten Abmessungen hat.

Nach der Erfindung umfaßt eine Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung für eine Brennkraftmaschine ein Zwischendrehbauteil, das zwischen dem Eingangsbau- teil, das synchron mit der Brennkraftmaschinenumdrehung angetrieben wird, und einem Nockenantriebsteil angeordnet ist, das starr mit einer Nockenwelle verbunden ist. Das Zwischenbauteil läßt sich hinsichtlich den Positionen relativ zu den Eingangs- und Nocken- antriebsbauteilen variieren, um die Phasenzuordnung zwischen dem Eingangsteil und dem Nockenantriebsteil zum Einstellen der Ventilsteuerzeit auf einen optimalen Zeitpunkt in Relation zu dem Brennkraftmaschinenarbeitszyklus einzustellen. Die Vorrichtung umfaßt eine hydraulische Einrichtung, welche selektiv das Zwischenbauteil in einer gewünschten Position sperrt, an der eine optimale Phasenzuordnung relativ zu dem Brennkraftmaschinenbetriebszustand vorhanden ist.

Nach der Erfindung zeichnet sich hierzu eine Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung für eine Brennkraftmaschine durch folgendes aus:

ein Brennkraftmaschinensynchrondrehteil, das durch eine Brennkraftmaschinenabtriebseinrichtung synchron mit der Brennkraftmaschinenumdrehung angetrieben wird, ein Nockenwellensynchrondrehteil, das starr an einer Nockenwelle zur Drehung mit derselben angebracht ist, eine erste hydraulische Einrichtung, die zwischen dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil und dem Nockenwellensynchrondrehteil angeordnet ist, um eine relative Winkerverschiebung zwischen dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil und dem Nockenwellensynchrondrehteil in einer ersten Richtung zur Nachverstellung der Ventilsteuerzeit zu bewirken, und eine zweite hydraulische Einrichtung, die zwischen dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil und dem Nockenwellensynchrondrehteil angeordnet ist, um eine rela-

tive Winkelverschiebung zwischen dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil und dem Nockenwellensynchrondrehteil in einer zweiten Richtung im Sinne einer Vorverstellung der Ventilsteuerzeit zu bewirken.

Die erste hydraulische Einrichtung kann eine erste Druckkammer umfassen, und die zweite hydraulische Einrichtung kann eine zweite Druckkammer umfassen. Die ersten und zweiten hydraulischen Einrichtungen können aktiv sein, solange der Fluiddruck in den zugeordneten ersten und zweiten Druckkammern einen erhöhten Wert annimmt. Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform kann die Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung ferner eine Strömungssteuerventileinrichtung aufweisen, die zwischen der ersten und der zweiten Einrichtung zum selektiven Zuführen von unter Druck stehendem Fluid zu einer der ersten und zweiten Druckkammern angeordnet ist, so daß eine der ersten und zweiten Hydraulikeinrichtungen selektiv aktiviert ist. Jede erste und zweite Hydraulikeinrichtung weist ferner ein Druck- bzw. Schubteil auf, das unter Druckbeaufschlagung eine Bewegung zwischen einer Anfangsstellung und einer vorgeschobenen Stellung in Abhängigkeit von dem Fluidruck in einer der zugeordneten ersten und zweiten Druckkammern beweglich ist, und sie können eine Nockeneinrichtung aufweisen, welche die hydraulische Druckkraft in eine Umfangskraft umwandelt, um eine relative Winkelverschiebung zwischen dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil und dem Nockenwellensynchrondrehteil zu bewirken.

Vorzugsweise ist das Druckteil in der ersten und zweiten Hydraulikeinrichtung hydraulisch in Axialrichtung angetrieben, und die Nockeneinrichtung erzeugt eine in Umfangsrichtung gerichtete zusammengesetzte Kraft aus der hydraulischen Axialkraft. In diesem Fall kann die Nockeneinrichtung ein erstes Nockenteil, das fest mit dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil verbunden ist, und ein zweites Nockenteil aufweisen, welches dem Druckteil zugeordnet ist, welches in Richtung auf das erste Nockenteil und von diesem weg bewegbar ist, wobei die ersten und zweiten Nockenteile konische Flächen haben, die in Umfangsrichtung geneigt verlaufen. Die ersten und zweiten Hydraulikeinrichtungen können Nockenteile haben, die eine Neigung in wechselweise entgegengesetzte Umfangsrichtungen haben.

Alternativ kann das Druckteil der ersten und zweiten Hydraulikeinrichtung hydraulisch in radialer Richtung angetrieben werden, und die Nockeneinrichtung erzeugt eine in Umfangsrichtung gerichtete zusammengesetzte Kraft aus der hydraulischen Radialkraft.

Es ist möglich, daß die Nockeneinrichtung ein Schwenknockenteil umfassen kann, das an einer Schwenklagerung vorgesehen ist, die an einer Querachse vorgesehen ist, wobei das Nockenteil eine Nockenfläche hat, die das Brennkraftmaschinensynchrondrehteil an einer Stelle von der Querachse versetzt kontaktiert.

Weitere Einzelheiten, Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus der nachstehenden Beschreibung einer bevorzugten Ausführungsform unter Bezugnahme auf die beigefügte Zeichnung. Darin zeigt

Fig. 1 eine Schnittansicht einer ersten bevorzugten Ausführungsform einer Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung nach der Erfindung,

Fig. 2 eine Schnittansicht längs der Linie II-II in Fig. 1,

Fig. 3 eine Schnittansicht längs der Linie III-III in Fig. 1,

Fig. 4 eine Schnittansicht einer zweiten bevorzugten Ausführungsform einer Ventilsteuerzeiteinstellvor-

richtung nach der Erfindung,

Fig. 5 eine Fig. 4 ähnliche Schnittansicht zur Verdeutlichung einer Stellung, in der eine Phasenzuordnung zwischen einem Steuerkettenrad und einer Nockenwelle verwirklicht ist, die sich von der in Fig. 4 gezeigten Stellung unterscheidet,

Fig. 6 eine Schnittansicht längs der Linie VI-VI in Fig. 5,

Fig. 7 eine vergrößerte Schnittansicht eines in Fig. 6 mit einem Kreis versehenen Teils,

Fig. 8 eine Schnittansicht einer zweiten bevorzugten Ausführungsform einer Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung nach der Erfindung,

Fig. 9 eine Fig. 8 ähnliche Schnittansicht zur Verdeutlichung einer Stellung zur Bereitstellung einer Phasenzuordnung zwischen einem Steuerkettenrad und einer Nockenwelle, welche sich von der in Fig. 8 gezeigten Stellung unterscheidet,

Fig. 10 eine Schnittansicht längs der Linie X-X in Fig. 9, und

Fig. 11 eine Fig. 10 ähnliche Schnittansicht zur Verdeutlichung einer zu Fig. 10 unterschiedlichen Stellung.

Unter Bezugnahme auf die Zeichnung und insbesondere auf Fig. 1 ist eine erste bevorzugte Ausführungsform einer Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung nach der Erfindung in einer Anwendungsform gezeigt, die für eine Fahrzeugbrennkraftmaschine mit zwei obenliegenden Nockenwellen (DOHC-Bauart) bestimmt ist. Obgleich Fig. 1 eine einzige Nockenwelle zeigt, die nur Treibnocken für ein Einlaßventil oder ein Auslaßventil antreibt, hat die Brennkraftmaschine daher eine weitere Nockenwelle, welche die anderen Ventiltriebnocken für die Einlaß- und Auslaßventile antreibt. Es sollte noch erwähnt werden, daß eine ähnliche Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung zur Einstellung der Phasenzuordnung der anderen Nockenwelle relativ zu der Brennkraftmaschinenumdrehung bzw. Brennkraftmaschinendrehzahl vorgesehen sein kann.

Wie in Fig. 1 gezeigt ist, ist eine Nockenwelle 1 an einem Nockenlager 2 drehbeweglich gelagert, das in einem Zylinderkopf vorgesehen ist, und die Nockenwelle dreht sich zum Antreiben eines Einlaßventils (nicht gezeigt). Wie an sich bekannt, wird die Nockenwelle 1 über ein Brennkraftmaschinenabgabedrehmoment und ein treibendes Kettenrad (nicht gezeigt) angetrieben, das starr und fest mit der Ausgangswelle der Brennkraftmaschine verbunden ist. Ferner sind hierzu eine Steuerkette 4 und ein Steuerkettenrad 3 vorgesehen. Das Steuerkettenrad 3 wird daher synchron mit der Brennkraftmaschinendrehzahl angetrieben.

Ein Zwischendrehteil 5 ist zwischen dem Steuerkettenrad 3 und der Nockenwelle 1 angeordnet. Das Zwischendrehteil 5 hat eine axial verlaufende, durchmesser kleinere zylindrische Verlängerung 5a. Die Verlängerung 5a ist in eine Ausnehmung eingesetzt, die an einem durchmesser größeren Endabschnitt 1a der Nockenwelle 1 ausgebildet ist. Wenn die Verlängerung 5a in die Ausnehmung des Endabschnitts 1a eingesetzt ist, ist das Zwischendrehteil 5 starr an der Nockenwelle 1 mit Hilfe einer Befestigungsschraube 6 festgelegt, so daß es mit dieser eine Drehbewegung ausführt. Das Zwischendrehteil 5 hat auch einen zylindrischen Hauptkörper 5b und eine durchmesser kleinere Verlängerung 5c, die sich axial ausgehend von dem axialen Ende des Hauptkörpers auf dem gegenüberliegenden Ende erstreckt, von dem die Verlängerung 5a ausgeht. Die Verlängerung 5c geht durch eine Mittelöffnung 3a des Steuerkettenrads 3 zum drehbaren Lagern des Steuerkettenrads.

Das Steuerkettenrad 3 hat einen radial verlaufenden Abschnitt 3b, auf dem ein Paar von Vorsprüngen 7 und 8 ausgebildet ist. Jeder Vorsprung 7 und 8 hat eine im wesentlichen zylindrische Gestalt mit einer konischen Endfläche 7a und 8a. Die konischen Flächen 7a und 8a sind mit Konizitäten wechselweise in Umfangsrichtung in Gegenrichtungen versehen, wie dies in den Fig. 2 und 3 gezeigt ist. Insbesondere ist bei der dargestellten bevorzugten Ausführungsform der Vorsprung 7 mit einer Konusfläche 7a versehen, die in Umfangsrichtung nach unten geht. Im Gegensatz hierzu hat der Vorsprung 8 eine Konusfläche 8a, die in Richtung der anderen Umfangsrichtung nach unten verläuft und entgegen zu der Neigungsrichtung der konischen Fläche 7a gerichtet ist. Diese Vorsprünge 7 und 8 verlaufen parallel zu der Mittelachse der Nockenwelle 1, ausgehend von der Oberfläche des radial verlaufenden Abschnittes 3b, der der Endfläche des Hauptkörpers 5b des Zwischendreh- teils 5 gegenüberliegt.

Das Zwischendrehteil 5 weist eine axial verlaufende Bohrung 9 auf, die sich in Richtung zu dem axialen Ende des durchmesserkleineren Abschnittes 5c öffnet. Auch ist der Hauptkörper 5b mit einem Paar von Bohrungen 10 und 11 versehen, welche sich in Richtung zu der Radial- fläche öffnen, die den Vorsprüngen 7 und 8 gegenüber- liegt. Die Bohrungen 10 und 11 sind mit durchmesser- kleineren Bohrungen 12 und 13 verbunden, die coaxial und ausgerichtet zu den Bohrungen 10 und 11 vorgese- hen sind. Erste und zweite Tauchkolben 14 und 15 sind in den Bohrungen 10 und 11 angeordnet. Die ersten und zweiten Tauchkolben 10 und 11 haben eine im wesent- lichen hohlzylindrische Gestalt, um darin erste und zwei- te Druckkammern 16 und 17 zu bilden. Die ersten und zweiten Tauchkolben 14 und 15 sind längs den Achsen der Bohrungen 10 und 11 axial beweglich. Die ersten und zweiten Tauchkolben 14 und 15 tragen Kolbenköp- fe 18 und 19. Die Kolbenköpfe 18 und 19 haben eine zylindrische oder scheibenförmige Gestalt mit koni- schen, axialen Endflächen 18a und 19a. Die axialen End- flächen 18a und 19a passen zu den konischen Endflä- chen 7a und 8a.

Vorbelastungsfedern 21 und 22 sind in den ersten und zweiten Druckkammern 16 und 17 angeordnet. Die Vor- belastungsfedern 21 und 22 sitzen auf dem Boden der ersten und zweiten Kammern am Ende auf. Anderer- seits sitzen die anderen Enden der Vorbelastungsfedern 21 und 22 auf ringförmig ausgebildeten Federsitzteilen 20, welche in die durchmesserkleineren Bohrungen 12 und 13 gedrückt und in diesen starr festgelegt sind.

Die Federsitzteile 20 weisen Mittelöffnungen 20a auf, durch welche die ersten und zweiten Druckkammern 16 und 17 in Verbindung mit dem Innenraum der durch- messerkleineren Bohrungen 12 und 13 stehen. Die Vor- belastungsfedern 21 und 22 drücken die Tauchkolben 14 und 15 in Richtung auf die konischen Flächen 7a und 8a der Vorsprünge 7 und 8, so daß die Endflächen 17a und 18a der Kolbenköpfe 17 und 18 in Kontakt mit den konischen Flächen 7a und 8a der Vorsprünge 7 und 8 gehalten sind. Die Federkräfte der Vorbelastungsfedern 21 und 22 sind nicht so stark, daß eine Axialbewegung der Tauchkolben verhindert würde.

Zur Steuerung der Stellung der Tauchkolben 14 und 15 ist eine hydraulische Anlage vorgesehen. Die hydrau- lische Anlage umfaßt eine Fluidpumpe 24, welche unter Druck stehendes Arbeitsfluid durch eine Fluidweglei- tung 23 fördert. Die hydraulische Anlage umfaßt ein Strömungssteuerventil zum selektiven Zuführen und Ableiten von unter Druck stehendem Fluid zu den er-

sten und zweiten Druckkammern 16 und 17. Zum Um- schalten der Zufuhr des unter Druck stehenden Fluids ist eine elektromagnetische Betätigungseinrichtung 25 vorgesehen, welche als ein Ventilsystem arbeitet, das in 5 das Zwischendrehteil 5 eingebaut ist. Die hydraulische Anlage umfaßt einen Hauptfluidweg 26, der durch das Nockenlager 2 geht. Der Hauptweg 26 ist mit einer kreisförmigen Ausnehmung 26a in Verbindung, die auf dem inneren Umfang der Nockenwellenaufnahmeöff- 10 nung des Nockenlagers 2 vorgesehen ist. Ein radialer Weg 26b, der radial durch die Nockenwelle 1 verläuft, mündet in die ringförmige Ausnehmung 26a. Der radiale Weg 26b steht auch in Verbindung mit einem axialen Weg 26c, welcher längs der Mittelachse der Nockenwel- 15 le verläuft und in Verbindung mit der axial verlaufenden Bohrung 9 über eine Durchgangsöffnung 5d ist, die in dem durchmesserkleineren Abschnitt 5a des Zwischen- drehteils 5 ausgebildet ist.

Ein Schieberventilkörper 33 ist in der axial verlaufen- den Bohrung 9 zur Ausführung einer Schubbewegung in 20 derselben angeordnet. Das Schieberventil begrenzt eine Zufuhrkammer 9a und eine Ableitungskammer 9b. Der Schieberventilkörper 33 ist mit ersten und zweiten, axialen Ventilwegen 36 und 37 versehen, die jeweils in Verbindung mit der Vorkammer 9a und der Ableitungs- 25 kammer 9b stehen. Die ersten und zweiten axialen Ven- tilwege 36 und 37 stehen mit ersten und zweiten radialen Wegen 36a und 37a in Verbindung, welche ihrerseits in Verbindung mit den in Umfangsrichtung verlaufenden ersten und zweiten Ausnehmungen 36b und 37b sind, 30 welche auf dem Außenumfang des Steuerschieberven- tilis 33 ausgebildet sind. Die ersten und zweiten Ausneh- mungen 36b und 37b stehen selektiv in Verbindung mit den im wesentlichen radialen Zufuhrwegen 27 und 28 und den Rücklaufwegen 29 und 30, welche von dem 35 Hauptkörper 5b gebildet werden. Der erste Zufuhrweg 27 und der erste Rücklaufweg 29 stehen mit der durch- messerkleineren Bohrung 12 in Verbindung. Anderer- seits sind der zweite Zufuhrweg 28 und der zweite Rücklaufweg 30 mit der durchmesserkleineren Bohrung 13 in Verbindung.

Wie sich aus Fig. 1 ersehen läßt, öffnen sich die ersten und zweiten Zufuhrwege 27 und 28 an einer axial ver- 40 setzten Stelle zueinander, so daß sie mit der ersten Aus- nemung 36a an unterschiedlichen Axialstellungen des Schieberventilkörpers 33 in Verbindung stehen können. In ähnlicher Weise öffnen sich die ersten und zweiten Rücklaufwege 29 und 30 an axial versetzt liegenden 45 Stellen derart, daß sie mit der zweiten, ringförmigen Ausnehmung 37a an einer unterschiedlichen Axialstel- lung des Schieberventilkörpers 33 in Verbindung ste- hen. Der Schieberventilkörper 33 ist federnd nachgiebig mit Hilfe einer Vorbelastungsfeder 34 vorbelastet. Der Schieberventilkörper 33 ist zwischen ersten und zweiten 50 Stellungen zum Umschalten der Fluidverbindung be- weglich. Die Federkraft der Vorbelastungsfeder 34 wirkt so, daß im Grundzustand der Schieberventilkör- per 33 in die erste Stellung gedrückt wird. In der ersten Stellung liegt der Schieberventilkörper 33 auf einem 55 Anschlagring 38 an, durch den eine weitere axiale Bewe- gung begrenzt wird. In der ersten Stellung, die in Fig. 1 gezeigt ist, steht der erste Zufuhrweg 27 mit der ersten Ausnehmung 36a in Verbindung, und der zweite Rück- laufweg 30 steht mit der zweiten Ausnehmung 37a in 60 Verbindung. In diesem ersten Zustand wird das unter Druck stehende Fluid nur der ersten Druckkammer 16 zugeleitet. Zugleich steht die zweite Druckkammer 17 mit der Rücklaufkammer 9b zum Ableiten des darin

befindlichen Arbeitsfluides in Verbindung. In der zweiten Stellung steht der zweite Zufuhrweg 28 mit der Zufuhrkammer 9a über die erste Ausnehmung 36a in Verbindung, und der erste Rücklaufweg 29 steht mit der Rücklaufkammer 9b über die zweite Ausnehmung 37a in Verbindung. In dieser Stellung wird das unter Druck stehende Fluid der zweiten Druckkammer 17 zugeleitet, und das unter Druck stehende Fluid in der ersten Druckkammer 16 wird abgeleitet.

Um den Schieberventilkörper 33 zwischen den ersten und zweiten Stellungen zu bewegen, ist ein Elektromagnet 35 vorgesehen, der einen Teil der elektromagnetischen Betätigungseinrichtung 25 bildet. Der Magnet 35 ist an der Wand der Kipphebelabdeckung 39 gelagert. Der Magnet 35 hat eine Betätigungsstange 35a, die mit einer Verlängerung 33a des Schieberventilkörpers 33 verbunden ist. Der Magnet 35 ist elektrisch mit einer Steuereinheit 50 verbunden. Die Steuereinheit 50 empfängt ein die Brennkraftmaschinenbelastung wiedergebendes Signal von einem Brennkraftmaschinenbelastungssensor 52, um hieraus ein Ventilsteuerzeiteinstellsignal auf der Basis des Brennkraftmaschinenbelastungszustandes abzuleiten, der durch das die Brennkraftmaschinenbelastung wiedergebende Signal dargestellt wird. Bei der dargestellten bevorzugten Ausführungsform ermittelt die Steuereinheit 50 das Ventilsteuerzeiteinstellsignal, um den Schieberventilkörper 33 in die gezeigte Position zu bringen, wenn die Brennkraftmaschinenbelastung kleiner oder gleich einem vorbestimmten Brennkraftmaschinenbelastungskriterium ist. Wenn andererseits die Brennkraftmaschinenbelastung größer als das Brennkraftmaschinenbelastungskriterium wird, ermittelt die Steuereinheit 50 das Ventilsteuerzeiteinstellsignal, um den Schieberventilkörper in die zweite Stellung zu bringen. In Wirklichkeit ist das Ventilsteuerzeiteinstellsignal, das für die erste Stellung des Schieberventilkörpers 33 maßgebend ist, ein niedrigpegeliges Signal, um den Magneten 35 im entregten Zustand zu halten. Dann wird der Schieberventilkörper 33 in der ersten Stellung durch die Federkraft der Vorbelastungsfeder 34 gehalten. Andererseits steigt das Ventilsteuerzeiteinstellsignal auf einen hohen Pegel an, um den Schieberventilkörper 33 in die zweite Stellung zu bringen. Dann wird der Magnet 35 erregt, um den Schieberventilkörper 33 entgegen der Kraft der Vorbelastungsfeder 34 in die zweite Stellung zu verschieben.

Erste und zweite Kugelrückschlagventile 31 und 32, die mit Hilfe von Stellfedern 31a und 32a vorbelastet sind, sind zwischen den ersten und zweiten Zufuhrwegen 27 und 28 und den durchmesserkleineren Bohrungen 12 und 13 angeordnet. Die ersten und zweiten Kugelrückschlagventile 31 und 32 sperren das Überströmen des Arbeitsfluids von den Druckkammern 16 und 17 zurück zu den Zufuhrwegen. Wenn im praktischen Einsatz die Brennkraftmaschinenbelastung niedriger oder gleich der kritischen Brennkraftmaschinenbelastung ist und somit das Ventilsteuerzeiteinstellsignal auf einem niedrigen Pegel bleibt, bleibt der Schieberventilkörper 33 in der ersten Stellung. Als Folge hiervon wird der Fluiddruck von der Ölpumpe 24 an die erste Druckkammer 16 angelegt. Zugleich wird die zweite Fluidkammer 17 mit der Rücklaufkammer 9b verbunden, um den Fluiddruck in derselben herabzusetzen. Daher wird der erste Tauchkolben 14 mit einem erhöhten Fluiddruck zusätzlich zu der Federkraft der Vorbelastungsfeder 21 beaufschlagt, um zu bewirken, daß der Kolben mit dem Kolbenkopf 18 in Richtung nach außen

verschoben wird. Die Druckkraft als zusammengesetzte Kraft der Federkraft der Vorbelastungsfeder und der Druckmittelkraft des Fluiddruckes in der ersten Druckkammer wird in eine Umfangskraft durch die konische Zwischenfläche zwischen den konischen Flächen 7a und 18a des Vorsprungs 7 und des Kolbenkopfs 18 umgewandelt. Als Folge hiervon wird eine relative Winkelverschiebung zwischen dem Steuerkettenrad 3 und dem Zwischendrehteil 5 im Sinne einer Nacheilung bewirkt. Daher wird beim Arbeiten der Brennkraftmaschine bei relativ niedriger Belastung die Ventilsteuerzeit auf dieser Verstellung im Sinne einer Nacheilung konstant gehalten. Während dieser Bewegung dient die konische Grenzfläche zwischen den Flächen 8a und 19a dazu, die Umfangskraft in die Druckkraft umzuwandeln, um eine nach innen gerichtete Bewegung des Kolbenkopfs 19 mit dem Kolben 15 zu bewirken. Da die zweite Druckkammer 17 mit dem Rücklauf in Verbindung ist, wird kein beträchtlicher Widerstand der Kolbenbewegung entgegengesetzt, so daß man eine gleichmäßige Winkelverschiebung des Zwischendrehteils 5 und der Nockenwelle 1 relativ zu dem Steuerkettenrad 3 erhält.

Wenn die Brennkraftmaschinenbelastung größer als die kritische Belastung der Brennkraftmaschine ist und somit das Ventilsteuerzeiteinstellsignal einen hohen Pegelwert annimmt, wird der Schieberventilkörper 33 in die zweite Stellung verschoben. Als Folge hiervon liegt der Fluiddruck von der Ölpumpe 24 in der zweiten Druckkammer 17 an. Zugleich ist die erste Fluidkammer 16 mit der Rücklaufkammer 9b verbunden, um den darin befindlichen Fluiddruck herabzusetzen. Daher wird der zweite Tauchkolben 5 mit dem erhöhten Fluiddruck beaufschlagt, der zusätzlich zu der Federkraft der Vorbelastungsfeder 22 einwirkt, um zu bewirken, daß der Tauchkolben mit dem Kolbenkopf 19 in Richtung nach außen verschoben wird. Die Druckkraft als zusammengesetzte Kraft der Federkraft der Vorbelastungsfeder und der Druckmittelkraft des Fluiddruckes in der ersten Druckkammer wird daher an eine Umfangskraft durch die konische Grenzfläche zwischen den konischen Flächen 8a und 19a des Vorsprungs 18 und des Kolbenkopfs 19 umgewandelt. Als Folge wird eine relativ Winkelverschiebung zwischen dem Steuerkettenrad 3 und dem Zwischendrehteil 5 in Richtung einer Verstellung im Sinne einer Voreilung, d. h. einer Vorverstellung, bewirkt. Solange die Brennkraftmaschinenbelastung relativ hoch bleibt, wird diese Ventilsteuerzeit mit der Verstellung im Sinne einer Voreilung aufrechterhalten. Während dieser Bewegung dient die konische Grenzfläche zwischen den Flächen 7a und 18a dazu, die Umfangskraft in eine Druckkraft umzuwandeln, um eine nach innen gerichtete Bewegung des Kolbenkopfs 18 mit dem Tauchkolben 14 zu bewirken. Da die erste Druckkammer 16 mit dem Rücklauf in Verbindung ist, wird der Kolbenbewegung kein beträchtlicher Widerstand entgegengesetzt, so daß man eine gleichförmige Winkelverschiebung des Zwischendrehteils 5 und der Nockenwelle 1 relativ zu dem Steuerkettenrad 3 erhält.

Die Fig. 4 bis 7 zeigen eine zweite bevorzugte Ausführungsform einer Ventilsteuerzeiteinstellvorrichtung nach der Erfindung. Ähnlich wie bei der vorstehend beschriebenen Ausführungsform ist eine Nockenwelle 101 an einem Nockenlager 102 drehbeweglich gelagert. Das Nockenlager 102 ist zwischen einem Paar von Haltevorsprüngen 101b angeordnet, und es wird hierdurch die Axialbewegung der Nockenwelle 101 relativ zu diesen begrenzt. Die Nockenwelle 101 hat einen axialen Abschnitt 101a, auf dem ein Steuerkettenrad 103

drehbeweglich gelagert ist. Wie aus der Zeichnung zu ersehen ist, ist das Steuerkettenrad 103 im wesentlichen tellerförmig ausgebildet und umfaßt einen inneren und durchmesserkleineren, zylindrischen Abschnitt 106a, einen radialen Abschnitt 106b und einen äußeren und durchmessergrößeren, zylindrischen Abschnitt 106c. Der innere zylindrische Abschnitt 106a sitzt auf dem axialen Endabschnitt 101a und dreht sich um diesen. Andererseits ist der äußere, zylindrische Abschnitt 106c mit Kettenzähnen 107a auf seinem Außenumfang versehen. Obgleich es nicht näher dargestellt ist, arbeitet eine Steuerkette mit den Kettenradzähnen 107a zusammen, um ein Drehmoment der Brennkraftmaschine zu übertragen. Das Ende des äußeren, zylindrischen Abschnitts 106c ist durch eine im wesentlichen tellerförmige Abdeckplatte 107b geschlossen.

Ein Zwischendrehteil 104 ist in dem Innenraum des Steuerkettenrads 103 angeordnet. Das Zwischendrehteil 104 ist an dem Ende der Nockenwelle 101 mit Hilfe einer Befestigungsschraube 105 verbunden, welche in eine mit Gewinde versehene Bohrung 101b eingreift, die längs der Mittelachse der Nockenwelle 101 ausgebildet ist und sich zu dem Ende öffnet. Das Zwischendrehteil 104 hat eine axial verlaufende Mittelbohrung 140 und ein Paar von radial verlaufenden Bohrungen 112a und 113a, die radial symmetrisch bezüglich einander angeordnet sind. Wie sich aus Fig. 6 ersehen läßt, sind zylindrische Führungsverlängerungen 104a und 104b längs den Achsen der radial verlaufenden Bohrungen 112a und 113a verlängert. Erste und zweite Tauchkolben 119 und 120 sind unter Druckkraftbeaufschlagung in den radial verlaufenden Bohrungen 112a und 113a angeordnet. Die ersten und zweiten Tauchkolben 119 und 120 haben runde Köpfe 119a und 120a, die passend zu dem inneren Umfang des äußeren zylindrischen Abschnitts 106c ausgelegt sind, und die haben einen im allgemeinen zylindrischen Körper, der in den radial verlaufenden Bohrungen 112a und 113a angeordnet ist. Stationäre Nockenteile 108 und 109 sind auf dem Innenumfang des äußeren, zylindrischen Abschnitts 106c ausgebildet. Die entsprechenden Nockenteile 108 und 109 sind mit Nockenflächen 108a und 109a versehen, welche mit einer unterschiedlichen Höhe in Richtung der Umfangsrichtung vorstehen. Wie sich aus Fig. 6 ersehen läßt, sind die Zunahmerichtungen der Nockenflächen 108a und 109a wechselweise in Gegenrichtungen zueinander ausgerichtet. Die runden Köpfe 119a und 120a passen zu den Nockenflächen. Die ersten und zweiten Tauchkolben 119 und 120 begrenzen Innenräume 121 und 122, die als Druckkammern dienen. Vorbelastungsfedern 129 und 130 sind vorgesehen. Die äußeren Enden der Federn 129 und 130 sitzen auf dem Boden des Innenraums auf, der von den runden Köpfen 119a und 120a gebildet wird. Andererseits sitzen die anderen Enden der Vorbelastungsfedern 129 und 130 auf Halteblöcken 117 und 118, die in Bohrungen 112a und 113a angeordnet sind. Mit Hilfe der Federkraft sind die runden Köpfe 119a und 120a der ersten und zweiten Tauchkolben 119 und 120 ständig in Kontakt mit den Nockenflächen 108a und 109a der Nockenteile 108 und 109 gehalten.

Die Vorbelastungsfedern 129 und 130 sind so eingestellt, daß die Federkraft keine zu große Federkraft erzeugt, die der Schubbewegung der ersten und zweiten Tauchkolben 119 und 120 entgegenwirkt, sondern diese Federn dienen nur dazu, den Kontakt zwischen den runden Köpfen 108a und 109a und den Nockenflächen 108 und 109 aufrechtzuerhalten. Die Schubstellungen der ersten und zweiten Tauchkolben 119 und 120 sind durch

den Fluiddruck in den Druckkammern 121 und 122 bestimmt. Der Fluiddruck in den Druckkammern 121 und 122 wird dadurch gesteuert, daß das unter Druck stehende Fluid, das von einer Ölpumpe 133 zugeführt wird, in gesteuerter Weise zugeleitet und abgeleitet wird. Die Ölpumpe 133 ist mit den Druckkammern 121 und 122 über eine Hydraulikschaltung verbunden.

Die Hydraulikschaltung umfaßt einen Hauptweg 114, der durch das Nockenlager 102 geht. Der Hauptkörper 114 steht mit einer ringförmigen Ausnehmung 114a in Verbindung, die auf dem Innenumfang der Nockenwellenaufnahmebohrung des Nockenlagers ausgebildet ist. Mit dieser ringförmigen Ausnehmung 114a steht ein radialer Weg 134 an den äußeren Enden desselben in Verbindung. Die radialen Wege 134 gehen radial durch die Nockenwelle 101. Das innere Ende der radialen Wege 134 steht mit einem axial verlaufenden, ringförmigen Weg 135 in Verbindung, der zwischen der Axialbohrung 101b der Nockenwelle und der Befestigungsschraube 105 gebildet wird, welche eine starre Verbindung mit dem Zwischendrehteil 104 herstellt. Der ringförmige Weg 135 geht ferner durch die Mittelbohrung 104a des Zwischendrehteils 104. Der ringförmige Weg 135 steht mit den ersten und zweiten Druckkammern 121 und 122 über radiale Wege 123 und 124 in Verbindung, die durch den Zwischendrehtkörper und die Halteblöcke 117 und 118 verlaufen und es sind Einweg-Rückschlagventile 131 und 132 in diesem Leitungsabschnitt angeordnet. Wie in Fig. 7 gezeigt ist, umfaßt das Einweg-Rückschlagventil 132 einen kugelförmigen Ventilkörper 132a, der am Auslaß des radialen Weges 123 und 124 mit Hilfe eines Federsitzteils 132b und Schraubenfedern 132c festgehalten ist. Das Federsitzteil wird von einer Ausnehmung 132d gebildet, mit dem ein Anschlagbolzen 128 zur Begrenzung der nach innen gerichteten Bewegung der Tauchkolben 119 und 120 zusammenarbeitet. Die ersten und zweiten Druckkammern 121 und 122 sind ihrerseits mit dem Innenwand 106d über Rücklaufwege 138 und 139 verbunden, die von dem Zwischendrehteil 104 und den radialen Wegen 136 und 137 gebildet werden. Die radialen Wege 136 und 137 sind ihrerseits mit einer Ventilbohrung 140 verbunden, die in den Innenraum 106d mündet. Ein Druckventilkörper 142 ist in der Ventilbohrung 140 zum selektiven Herstellen einer Fluidverbindung zwischen der Ventilbohrung 140 und den Druckkammern 121 und 122 angeordnet. Insbesondere wenn der Druckventilkörper 142 die in Fig. 4 gezeigte Stellung einnimmt, steht die zweite Druckkammer 122 in Verbindung mit der Ventilbohrung 140 über den radialen Weg 137 und über einen axialen Weg 142b. Der Druckventilkörper 142 wird im Grundzustand durch die Vorbelastungsfeder 143 beaufschlagt. Wenn andererseits der Druckventilkörper 142 in Richtung zu dem Boden der Ventilbohrung 140 gedrückt wird, steht die Druckkammer 121 mit der Ventilbohrung über den radialen Weg 136 in Verbindung, wie dies in Fig. 5 gezeigt ist.

Um die Ventilstellung zwischen den in den Fig. 4 und 5 gezeigten Stellungen zu wählen und zu steuern, wird eine Betätigungseinrichtung 141 mit einem Elektromagneten 144 eingesetzt. Die Betätigungsanordnung 141 ist an der Kipphebelabdeckung 145 angebracht. Die Betätigungsanordnung hat eine Betätigungsstange 144a, die mit einem durchmesserkleineren Endabschnitt 140a des Druckventilkörpers 140 verbunden ist. Wie im Zusammenhang mit der voranstehenden bevorzugten Ausführungsform bereits erläutert wurde, ist die Betätigungseinrichtung 144 mit einer Steuereinheit verbun-

den, so daß der Ventilkörper zwischen den in den Fig. 4 und 5 gezeigten Stellungen bewegt werden kann.

Wenn bei der dargestellten Konstruktion die Betätigungseinrichtung 144 entregt wird, ist der Druckventilkörper 142 in der in Fig. 4 gezeigten Stellung angeordnet. Daher wird unter Druck stehendes Fluid von der Ölpumpe 133 über die ringförmige Kammer 135 zugeführt und über den radialen Weg 124 sowie den Rücklaufweg 137 und die Ventilbohrung 140 abgeleitet. In dieser Ventilstellung wird die Fluiddruckkammer 121 gegenüber der Ventilbohrung 140 abgesperrt, so daß das unter Druck stehende Fluid sich darin sammeln kann. Somit steigt der Fluiddruck in der ersten Druckkammer 121 an, wobei der erste Tauchkolben 119 in Richtung nach außen gedrückt wird. Da zu diesem Zeitpunkt der runde Kopf 119a des ersten Kolbens 119 in Kontakt mit der konischen oder geneigten Nockenfläche 108a ist, wird die auf die Grenzstelle wirkende Kraft in eine Radialkomponente und eine Umfangskomponente aufgeteilt. Die Umfangskomponente der auf die Grenzstelle wirkenden Kraft bewirkt eine relative Winkelverschiebung des Zwischendrehteils 104 relativ zu dem Steuerkettenrad 103 in Gegenuhreigerrichtung. Die Größe der relativen Winkelverschiebung in Gegenuhreigerrichtung ist durch die Anschlagvorsprünge 111 begrenzt, wie dies mit einer durchgezogenen Linie in Fig. 6 verdeutlicht ist.

Wenn andererseits die Betätigungseinrichtung 144 erregt wird, wird der Druckventilkörper 142 in der in Fig. 5 gezeigten Stellung angeordnet. In dieser Stellung ist zu erkennen, daß die zweite Druckkammer 122 die Fluidverbindung mit der Ventilbohrung 140 sperrt, und die erste Druckkammer 121 in Verbindung mit der Ventilbohrung über den Rücklaufweg 138 ist. Daher steigt der Fluiddruck in der zweiten Druckkammer 122 an, um den zweiten Tauchkolben 120 nach aussen zu drücken. Daher wird bewirkt, daß das Zwischendrehteil 104 eine Winkelverschiebung relativ zu dem Steuerkettenrad 103 ausführt, um eine Drehphasenverschiebung zwischen dem Steuerkettenrad 103 und der Nockenwelle 101 zu bewirken.

Die Konstruktion der zweiten bevorzugten Ausführungsform der vorstehend beschriebenen Art läßt sich zweckmäßigerweise dann einsetzen, wenn man eine kürzere axiale Länge bei der Ventilsteuereinstellvorrichtung im Vergleich zu der erstgenannten bevorzugten Ausführungsform benötigt.

Die Fig. 8 bis 11 zeigen eine dritte bevorzugte Ausführungsform einer Ventilsteuereinstellvorrichtung nach der Erfindung. Bei dieser bevorzugten Ausführungsform ist eine Nockenwelle 201 auf einem Nockenlager 202 drehbeweglich gelagert. Ein Steuerkettenrad 203 ist drehbeweglich auf dem axialen Ende der Nockenwelle 201 gelagert und dreht sich um diese. Ein Zwischendrehteil 204 ist starr am axialen Ende der Nockenwelle 201 mit Hilfe einer Befestigungsschraube 210 angebracht. Erste und zweite Nockenteile 215 und 216 sind schwenkbeweglich an dem Zwischendrehteil 204 mit Hilfe von Stützen 211 und 212 derart angebracht, daß diese eine Schwenkbewegung um die Schwenklagerungen 213 und 214 ausführen können. Die ersten und zweiten Nockenteile 215 und 216 haben Umfangsnockenflächen 215a und 216a, die jeweils gegenüber dem inneren Umfang des äußeren zylindrischen Abschnitts 205d gegenüberliegend angeordnet sind, welcher das Steuerkettenrad zusammen mit einem inneren zylindrischen Abschnitt 205c und einem radialen Abschnitt 205b bildet. Die Kettenradzähne 205a sind auf dem Außenum-

fang des äußeren, zylindrischen Abschnitts 205d ausgebildet. Wie sich aus Fig. 10 ersehen läßt, sind die Nockenteile 215 und 216 derart angeordnet, daß sie sich um die Schwenkstellen bzw. Schwenklager 213 und 214 schwenken können, die zu einer Querachse P ausgerichtet sind, die aus dem Mittelpunkt geht. Die Nockenflächen 215a und 216a sind derart ausgelegt, daß sie in Kontakt mit dem Innenumfang 207a des äußeren zylindrischen Abschnitts 205a des Steuerkettenrads 203 an in Umfangsrichtung versetzt liegenden Stellen bezüglich der Querachse P sind. Die ersten und zweiten Nockenteile 215 und 216 haben Verlängerungen 219 und 220, die an gegenüberliegenden Seiten zu Kontaktpunkten mit dem Innenumfang des Steuerkettenrads 203, bezogen auf die Querachse P verlaufen. Betätigungsstangen 227 und 228 sind mit den Verlängerungen 219 und 220 an den äußeren Enden verbunden. Um die Verlängerungen 219 und 220 festzuhalten, sind Halteverlängerungen 229 und 230 an den Betätigungsstangen 227 und 228 vorgesehen. Die inneren Enden der Betätigungsstangen 227 und 228 sind mit Kolben 225 und 226 verbunden, die in ersten und zweiten Druckkammern 221a und 222a angeordnet sind, die in dem Zwischendrehteil 204 ausgebildet sind. Die äußeren offenen Enden der ersten und zweiten Druckkammern 221a und 222a sind durch Verschlüsse 223 und 224 verschlossen, die zylindrische Führungen 223a und 224a haben. Vorbelastungsfedern 231 und 232 sind zwischen den Kolben 225 und 226 und den Verschlüssen 223 und 224 derart angeordnet, daß sie die Kolben in Richtung nach innen vorbelasten.

Wie aus Fig. 10 zu ersehen ist, sind die Kolben 225 und 226 mit Strömungsdrosselöffnungen 240 versehen. Die Strömungsdrosselöffnungen 240 stellen eine Fluidverbindung von den ersten und zweiten Druckkammern 221a und 222a und den Rücklaufkammern 221b und 222b her. Die Rücklaufkammern 221b und 222b stehen mit dem Innenraum des Steuerkettenrads 203 über die Strömungsdrosselöffnungen 241 in Verbindung. Die Strömungsdrosselöffnungen 240 und 241 gestatten, daß eine begrenzte Fluidströmungsmenge durchgeht. Andererseits ist eine Hydraulikschaltung zur Zuleitung von unter Druck stehendem Fluid vorgesehen. Die Hydraulikschaltung umfaßt einen Hauptweg 233, der durch das Nockenlager 202 geht, einen radialen Weg 235, der quer durch die Nockenwelle 201 geht, einen axialen Weg 236, der durch die Befestigungsschraube 210 geht, eine Ventilbohrung 210a, die in der Befestigungsschraube vorgesehen ist, sowie Zufuhrwege 238 und 239. Zum selektiven Verbinden der Ventilbohrung 210a und eine der ersten und zweiten Druckkammern 221a und 222a ist ein Schubventilkörper 243 in der Ventilbohrung zur Ausführung einer Schubbewegung vorgesehen. Der Schubventilkörper 243 hat einen zylindrischen Körper 243a, in dem eine Vorbelastungsfeder 244 angeordnet ist. In der in Fig. 8 gezeigten Position stellt das Ventilelement eine Fluidverbindung zwischen der Ventilbohrung 210a und der zweiten Druckkammer 222a über die Zufuhrleitung 239 her. Andererseits wird in dieser Stellung, in der der Schubventilkörper 243 nach innen verschoben ist, die Fluidverbindung zwischen der ersten Druckkammer 221a und der Ventilbohrung 210a über die erste Zufuhrleitung 238 hergestellt. Wie aus Fig. 8 zu ersehen ist, ist das Schubventilteil 243 mit einer Betätigungsanordnung 242 verbunden, die einen Elektromagneten 245 umfaßt. Die Betätigungsanordnung ist auf einer Kipphebelabdeckung 246 gelagert.

Wenn das Schubventil 243 die gezeigte Stellung einnimmt, steigt der Fluiddruck in der zweiten Druckkam-

mer 222a an, um die Betätigungsstange 227 mit dem Kolben 225 nach außen zu drücken, um die Nockenfläche 215a des Nockenteils 215 von dem inneren Umfang 207a des Steuerkettenrads 207 nach außen wegzudrücken. Da zugleich die erste Druckkammer 221 von der Fluidverbindung von der Ventilbohrung 210a abgesperrt ist, bleibt der Fluiddruck in der ersten Druckkammer niedrig. Daher wird der Kolben 226 mit der Betätigungsstange 228 nach innen durch die Federkraft der Vorbelastungsfeder 232 verschoben. Als Folge hiervon kommt die Nockenfläche 216a des Nockenteils 216 in Kontakt mit dem inneren Umfang 207b des Steuerkettenrads 203. Als Folge hiervon wird das Zwischendrehteil 204 in Drehrichtung angetrieben, bis der äußere Umfang desselben in Kontakt mit einem Anschlagbolzen 209 kommt. Wenn andererseits das Ventilelement 243 nach innen verschoben wird, steigt der Fluiddruck in der ersten Druckkammer 221a an, um die Nockenfläche 216a von dem zugeordneten Umfang 207b des Steuerkettenrads abzuheben, und der Fluiddruck in der zweiten Druckkammer hebt ab, um das Nockenteil 215 derart anzutreiben, daß die Nockenfläche 215a in Kontakt mit der Paßfläche 207a kommt. Daher wird das Zwischendrehteil 204 in Gegenrichtung zu dem vorstehend genannten Fall angetrieben, bis der äußere Umfang desselben in Kontakt mit einem Anschlagbolzen 208 kommt. Daher läßt sich die Phasenzuordnung zwischen dem Steuerkettenrad und der Nockenwelle auf effektive Weise einstellen.

Die Erfindung stellt somit eine Lösung bereit, mit der alle die vorstehend genannten Vorteile erzielt werden.

Obgleich die Erfindung anhand von bevorzugten Ausführungsformen beschrieben worden ist, ist die Erfindung natürlich nicht auf die hierin beschriebenen Einzelheiten beschränkt, sondern es sind zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, die der Fachmann im Bedarfsfall treffen wird, ohne den Erfindungsgedanken zu verlassen.

Patentansprüche

1. Ventilsteuerzeiteneinstellvorrichtung für eine Brennkraftmaschine, **gekennzeichnet durch:** ein Brennkraftmaschinensynchrondrehteil (3; 103; 203), das von einem Brennkraftmaschinenabtrieb synchron mit der Brennkraftmaschinendrehung angetrieben wird, ein Nockenwellensynchrondrehteil (5; 105; 205), das starr mit einer Nockenwelle (1; 101; 201) zur Drehung mit derselben verbunden ist, eine erste hydraulische Einrichtung (16, 116, 216, 14, 114, 214), die zwischen dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil (3,...) und dem Nockenwellensynchrondrehteil (5,...) zur Ausführung einer relativen Winkelverschiebung zwischen dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil (3,...) und dem Nockenwellensynchrondrehteil (5,...) in einer ersten Richtung im Sinne einer Nacheilung der Ventilsteuerzeit angeordnet ist, und eine zweite hydraulische Einrichtung (17; 117; 217; 15; 115; 215), die zwischen dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil (3, ...) und dem Nockenwellensynchrondrehteil (5, ...) zur Ausführung einer relativen Winkelverschiebung zwischen dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil (3, ...) und dem Nockenwellensynchrondrehteil (5, ...) in einer zweiten Richtung im Sinne einer Vorverstellung der Ventilsteuerzeiten angeordnet ist.

2. Ventilsteuerzeiteneinstellvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die erste Hydraulikeinrichtung eine erste Druckkammer (16; 116; 216), die zweite Hydraulikeinrichtung eine zweite Druckkammer (17; 117; 217) umfaßt, und daß die ersten und zweiten Hydraulikeinrichtungen aktiv sind, wenn der Fluiddruck in den zugeordneten ersten und zweiten Druckkammern (16, ..., 17, ...) einen erhöhten Wert annimmt.

3. Ventilsteuerzeiteneinstellvorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß ferner ein Durchflußsteuerventil (33; 133; 233) zwischen den ersten und zweiten Hydraulikeinrichtungen zum selektiven Zuführen unter Druck stehenden Fluids zu einer der ersten und zweiten Druckkammern (16, ..., 17, ...) derart angeordnet ist, daß eine der ersten und zweiten Hydraulikeinrichtungen selektiv aktivierbar ist.

4. Ventilsteuerzeiteneinstellvorrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß jede erste und zweite Hydraulikeinrichtung ferner ein Schubteil (14, 114, 214; 15, 115, 215) aufweist, welches unter Druckkraftbeaufschlagung zwischen einer Anfangsstellung und einer vorstehenden Stellung in Abhängigkeit von dem Fluiddruck in einer der zugeordneten ersten und zweiten Druckkammern (16, ..., 17, ...) beweglich ist, und Nockeneinrichtungen (7a; 107a; 207a; 18a; 118a; 218a; 8a; 108; 208a; 19a; 119a; 219a) zum Umwandeln der Hydraulikdruckkraft in eine Umfangskraft umfaßt, um die relative Winkelverschiebung zwischen dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil (3, ...) und dem Nockenwellensynchrondrehteil (5, ...) zu bewirken.

5. Ventilsteuerzeiteneinstellvorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Schubteil (14, ..., 15, ...) in den ersten und zweiten Hydraulikeinrichtungen hydraulisch in axialer Richtung angetrieben ist, und daß die Nockeneinrichtung (7a, ...) eine in Umfangsrichtung gerichtete Kraft bzw. resultierende Kraft von der hydraulischen Axialkraft erzeugt.

6. Ventilsteuerzeiteneinstellvorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Nockeneinrichtung ein erstes Nockenteil (7, 107, 207) aufweist, das fest mit dem Brennkraftmaschinensynchrondrehteil (3, ...) verbunden ist, und ein zweites Nockenteil (8, 108, 208) aufweist, das dem Schubteil (14, ..., 15, ...) zugeordnet ist, das in Richtung auf das erste Nockenteil (7, ...) und von diesem wegbewegbar ist, und daß die ersten und zweiten Nockenteile (7, ..., 8, ...) mit konischen Flächen (7a, 107a, 207a, 8a, 108a, 208a) versehen sind, welche in Umfangsrichtung geneigt sind.

7. Ventilsteuerzeiteneinstellvorrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten und zweiten Hydraulikeinrichtungen, die diese Nockenteile (7, ..., 8, ...) haben, eine Neigung in wechselweise entgegengesetzte Umfangsrichtungen haben.

8. Ventilsteuerzeiteneinstellvorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Schubteil die erste und zweite Hydraulikeinrichtung ist und hydraulisch in radialer Richtung angetrieben ist, und daß die Nockeneinrichtung (107a, 118a; 108a, 119a) eine in Umfangsrichtung gerichtete resultierende Kraft aus der hydraulischen Radialkraft erzeugt.

9. Ventilsteuerzeiteneinstellvorrichtung nach An-

spruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Nocken-
einrichtung ein Schwenknockenteil (207, 218) auf-
weist, das an einer Schwenklagerung schwenkbar
gelagert ist, die zu einer Querachse (P) ausgerichtet
ist, und daß das Nockenteil (208, 219) eine Nocken- 5
fläche (208a, 219a) hat, die das Brennkraftmaschi-
nensynchrondrehteil (203) an einer zur Querachse
(P) versetzt liegenden Stelle berührt.

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

— Leerseite —

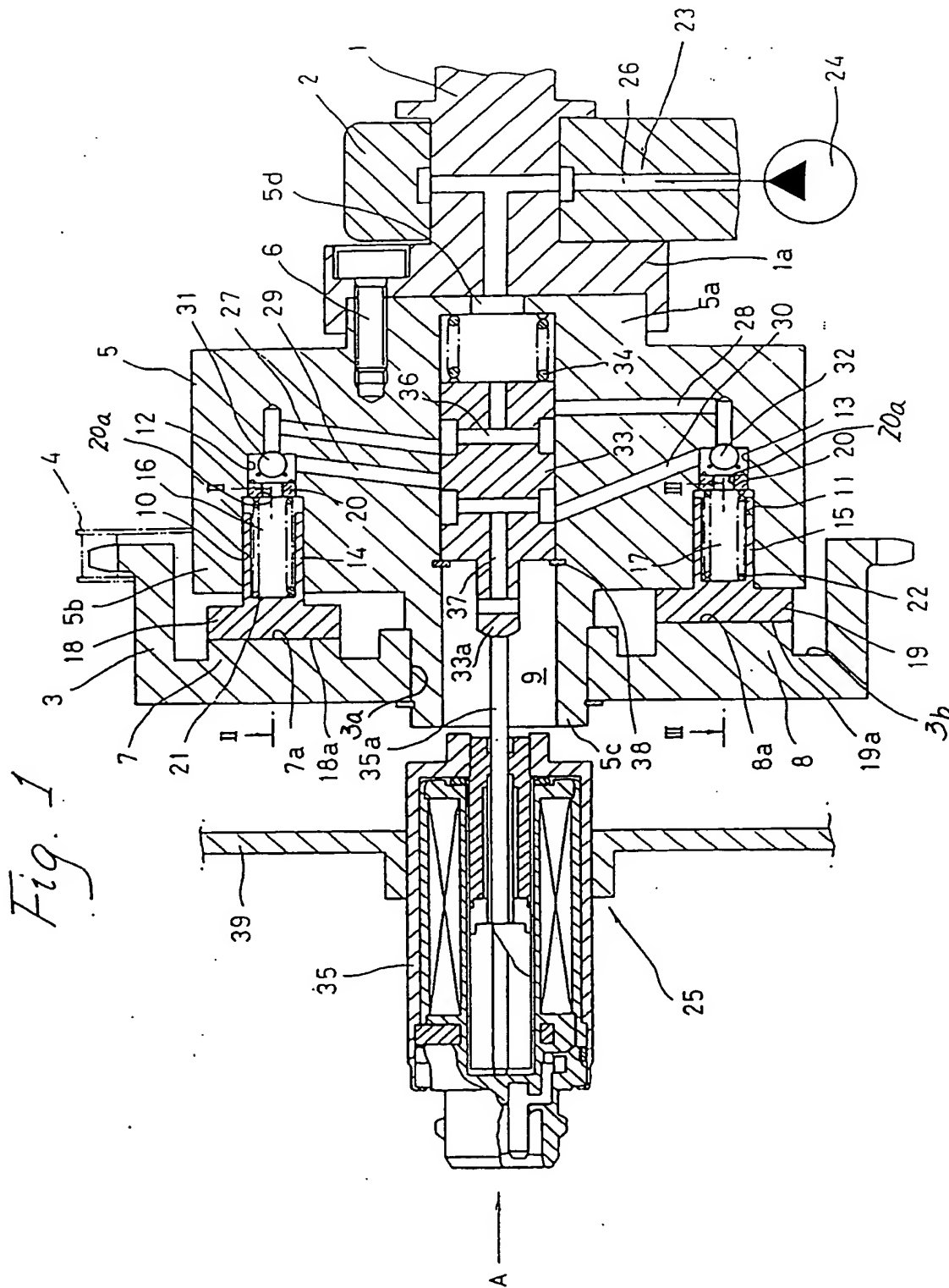


Fig. 2

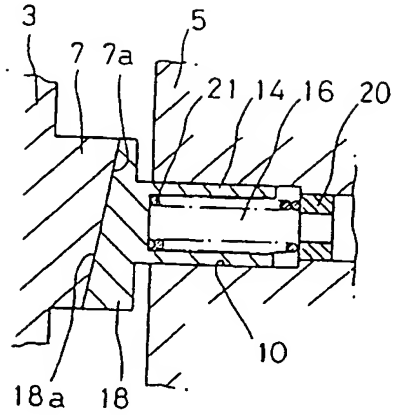
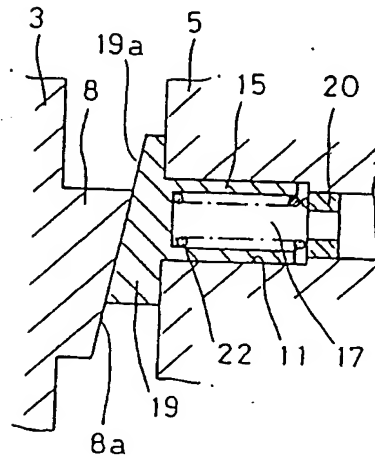
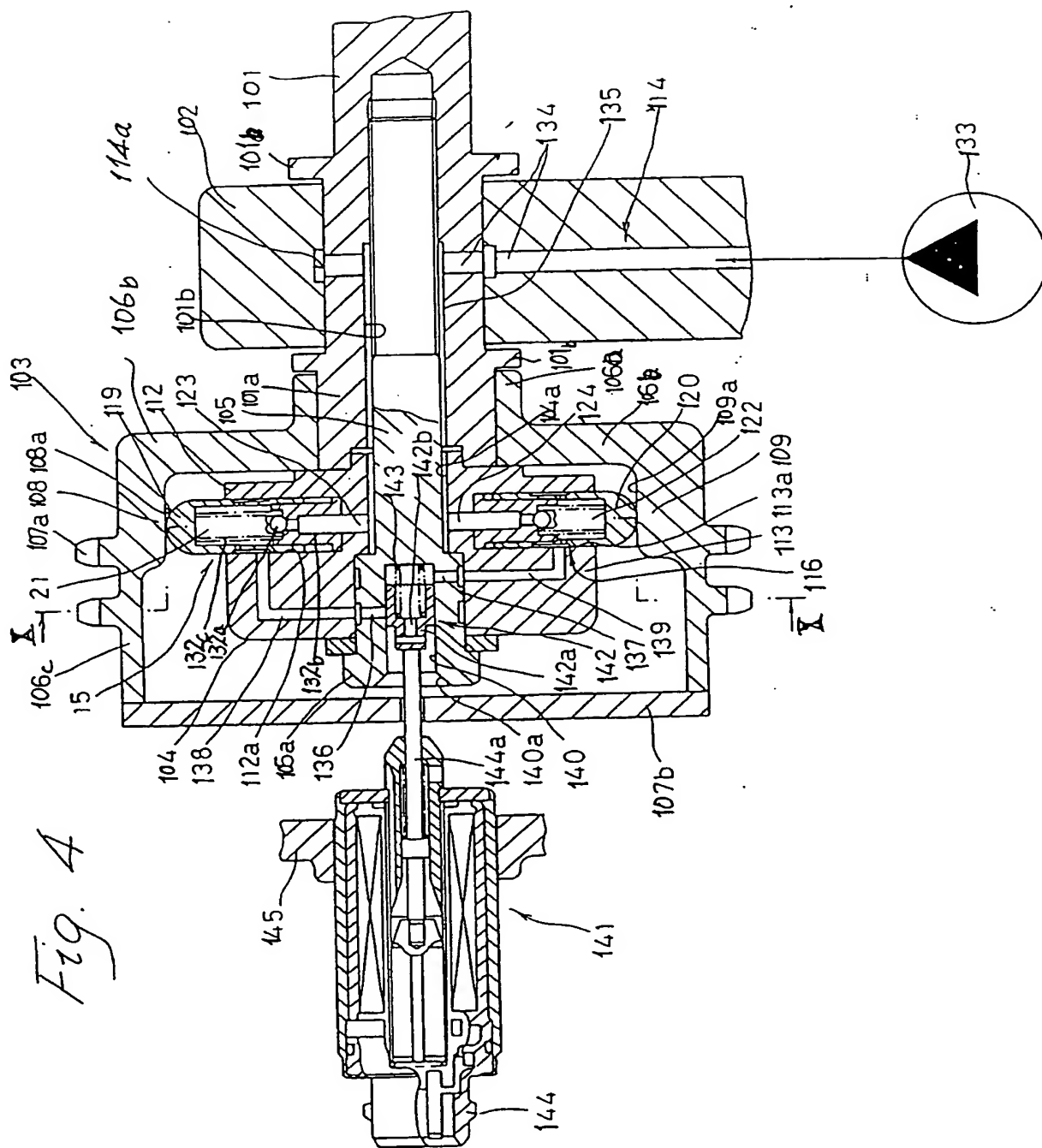


Fig. 3





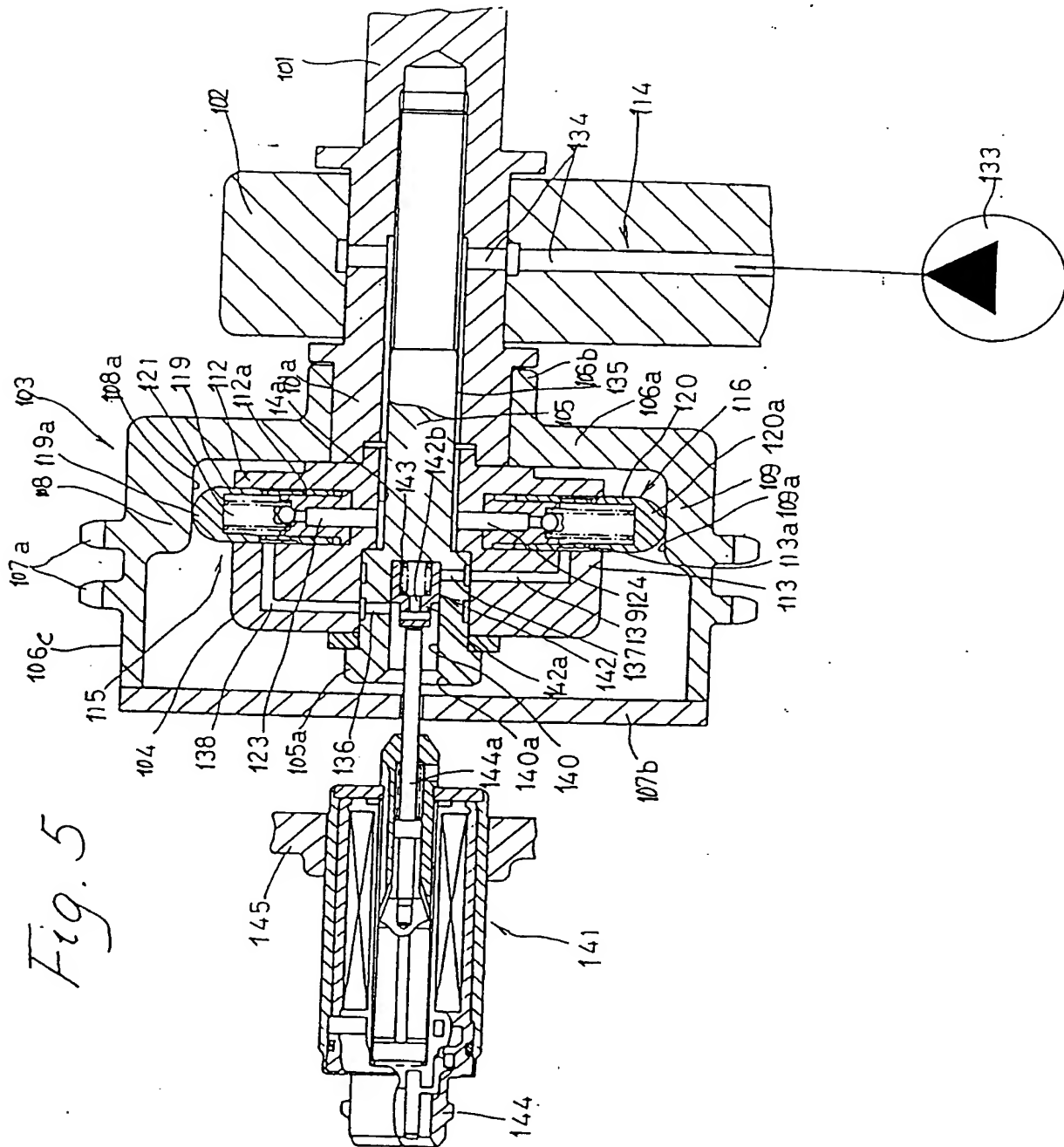


Fig. 6

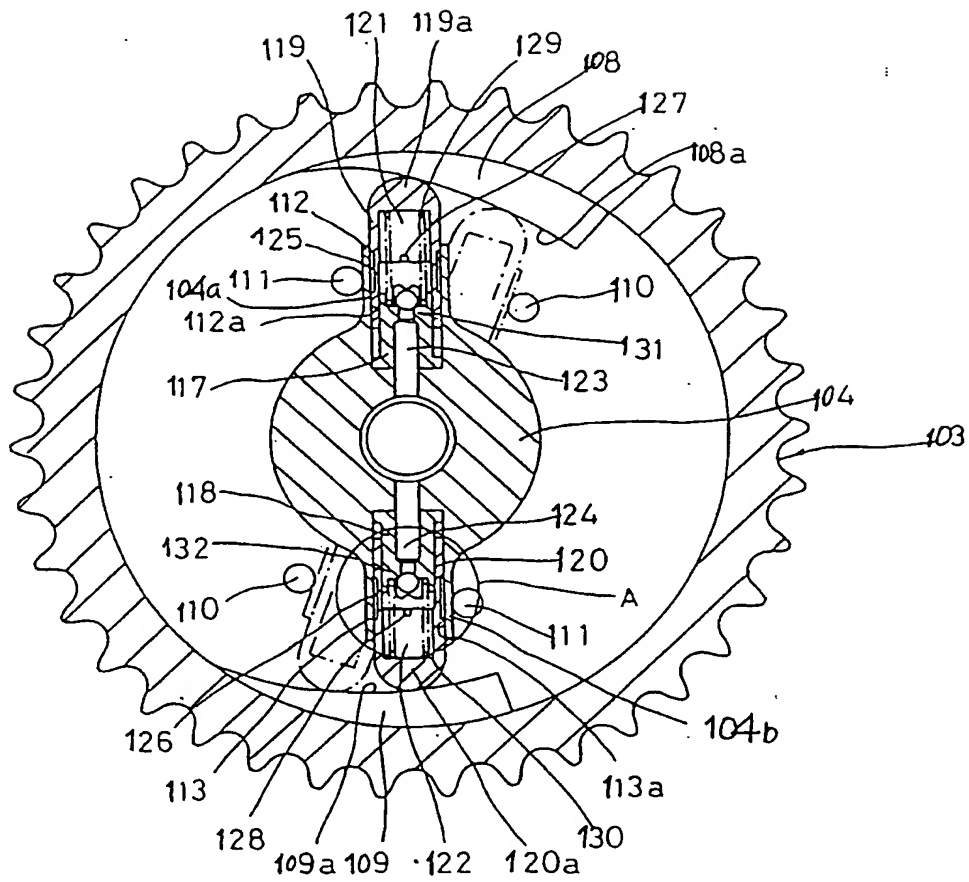
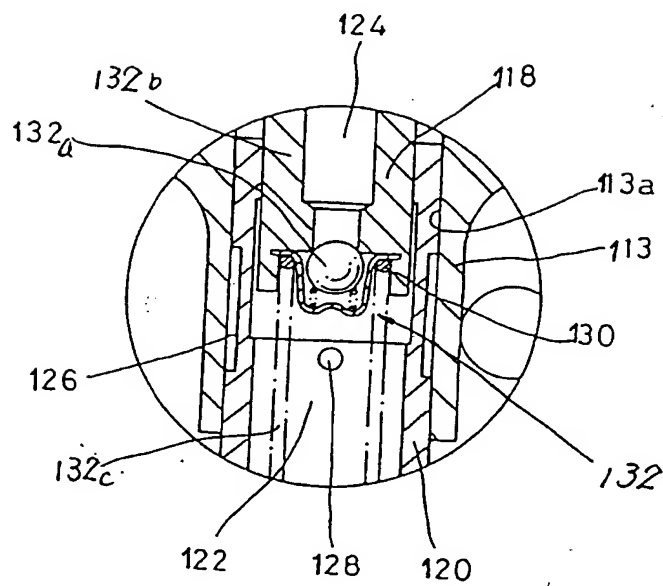
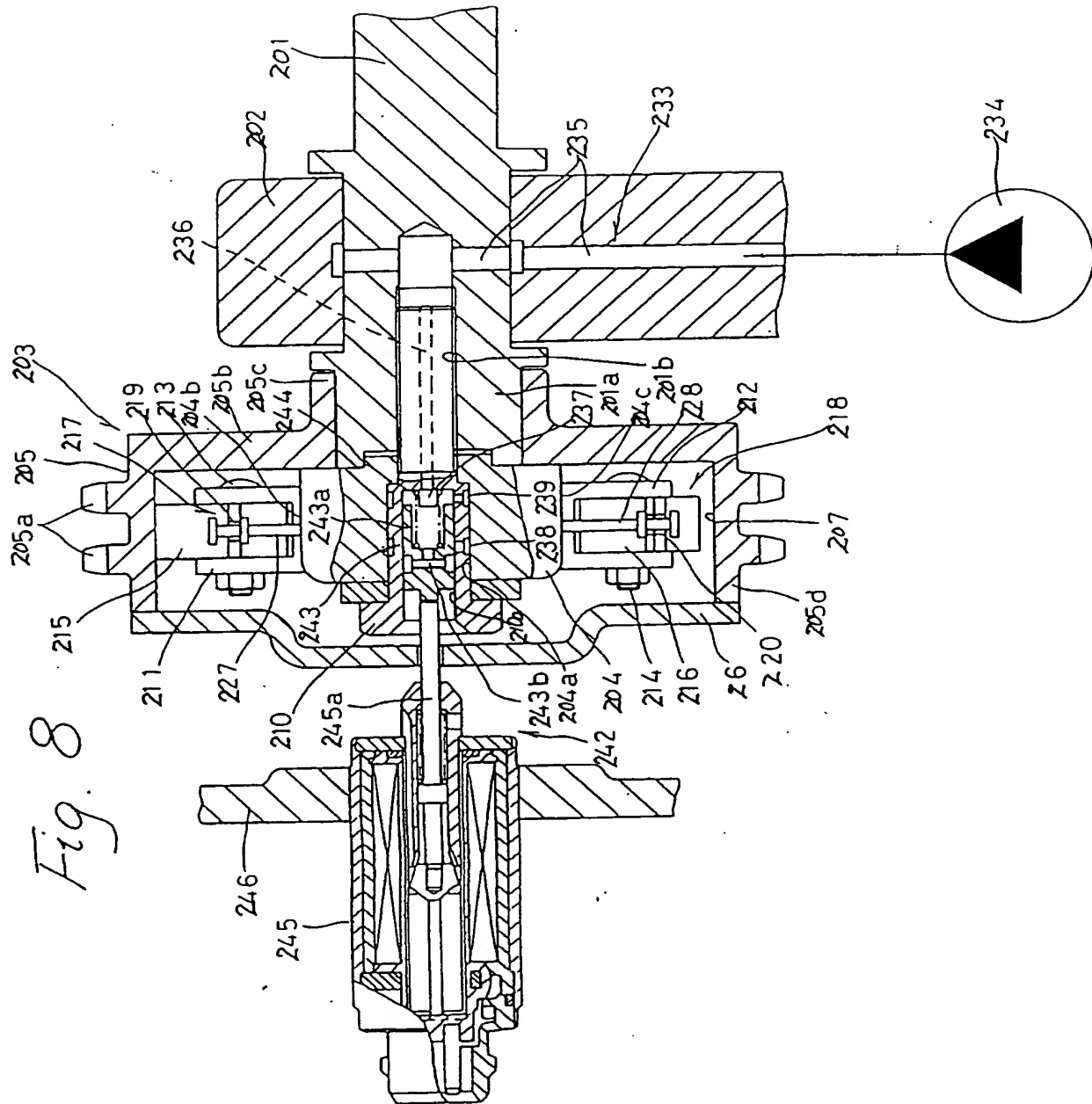


Fig. 7





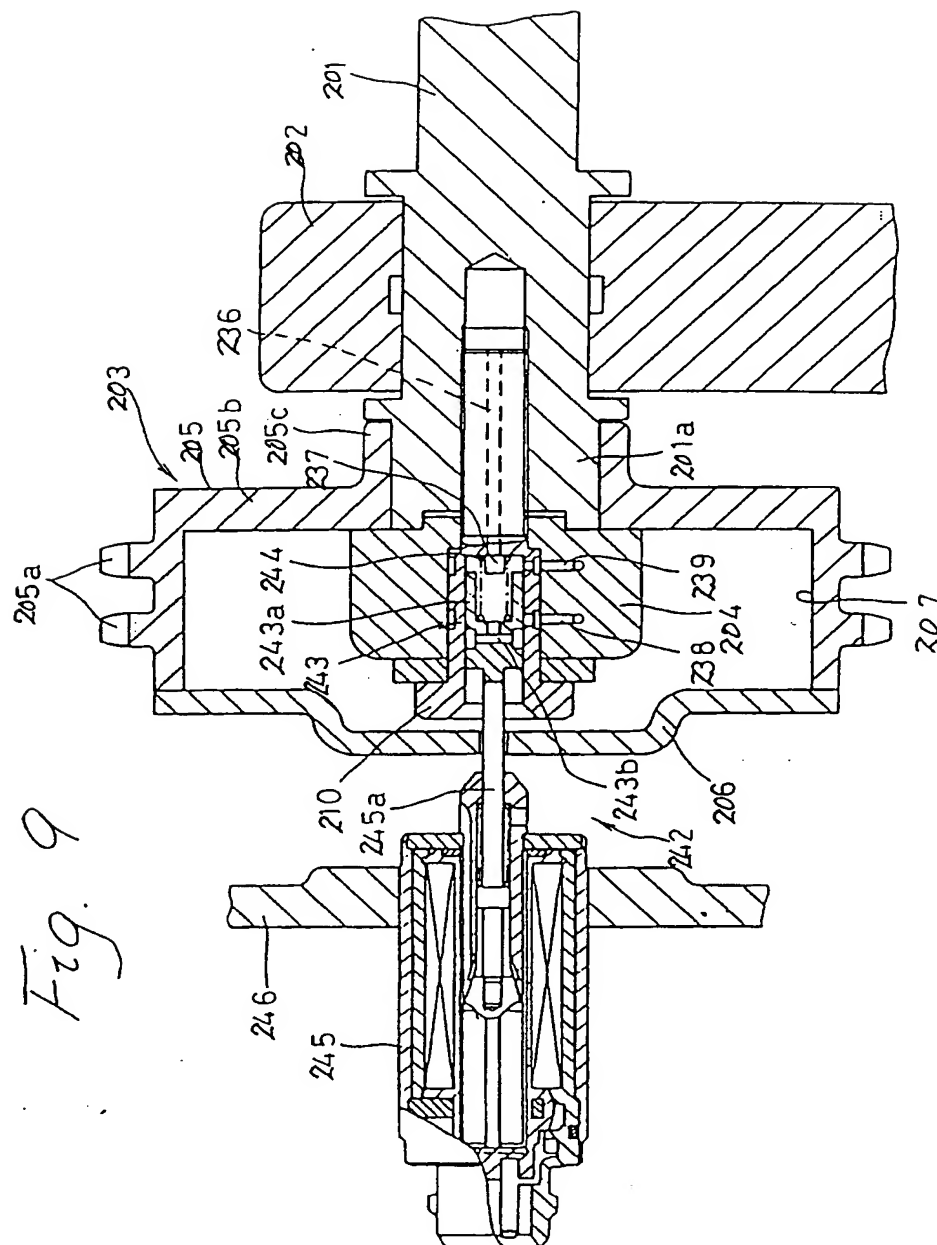


Fig. 10

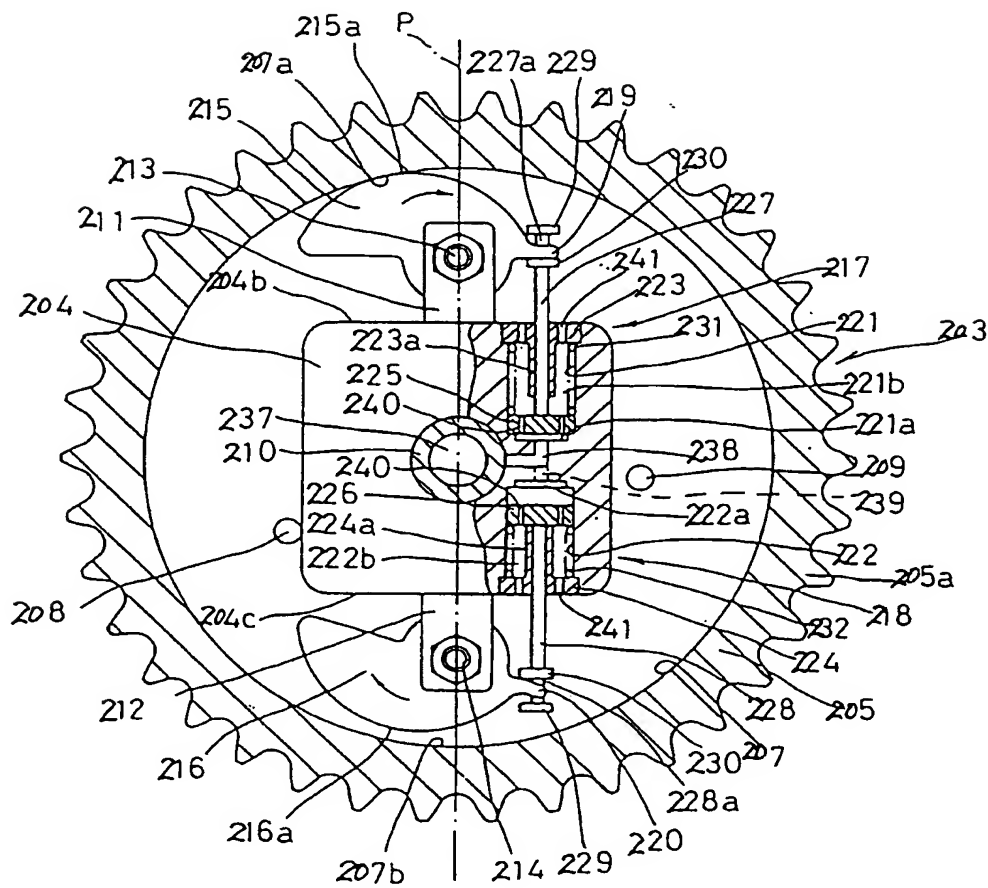


Fig. 11

